

基于 CONVERGE 的喷水汽油机燃烧模拟与分析

Simulation and Analysis on Gasoline engine Combustion with Water
Injection by Using CONVERGE

刘耀东, 段加全, 王振喜, 钱丁超, 宫艳峰

(中国第一汽车集团有限公司研发总院)

摘 要: 本文应用 CONVERGE 模拟分析了汽油机气道和缸内喷水的燃烧过程, 采用 G 方程耦合化学反应机理的方法计算火焰传播和末端混合气自燃, 并针对不同的“水油质量比”采用化学反应机理列表法准确地描述了水对汽油 (PRF95) 层流火焰速度的影响。结果表明, 缸内喷水比气道喷水可以更加降低流场速度, 提高湍动能, 从而更符合高湍动能和低流速的点火要求; 缸内喷水比气道喷水更能降低压缩的平均温度和燃烧的最高温度; 缸内喷水比气道喷水更能抑制爆震; 喷水对结构性热点所导致的末端混合气自燃的抑制作用有限, 需要通过加强冷却等燃烧系统设计的办法解决。

关键词: 汽油机; 喷水; CONVERGE; 爆震; 燃烧

Abstract: This paper simulates and analyzes combustion process with water port injection and direct injection of gasoline engine by using software of CONVERGE. The approach of G-equation coupled with chemical kinetic tabulation method is used to precisely depict the effect of water on laminar flame speed of gasoline which is surrogated by PRF95. The results show that, DI could decrease flow speed and increase TKE better than PI which is good for ignition; DI could lower compression temperature and maximum combustion temperature better than PI; DI could suppress knock better than PI; Water injection has limited effect on suppressing end gas self-burned caused by structural hot spot which needs to be solved by enhancing cooling et al. method of combustion system design.

Key words: Gasoline engine; Water injection; CONVERGE; Knock; Combustion

1. 研究背景

针对不断严格的汽车油耗法规, 提高燃烧效率一直是内燃机工作者追求的关键目标。汽油机喷水可以降低燃烧温度, 抑制爆震, 降低油耗, 被认为是最有潜力的技术路线之一。

近年来, 随着研究条件和水平的不断提高, 汽油机喷水的试验和模拟逐渐增多。FEV 的 Matthias Thewes 等人采用试验较全面地研究了汽油机缸内喷水燃烧的潜力^[1]; Battistoni 等人应用 CONVERGE 的模拟评估了气道喷水对燃烧的影响, 并分析了不同的气道喷水位置以及喷水的撞壁情况^[2]; Mozghan Rahimi Boldaji 等人应用 CONVERGE 和 Liu 的 PRF 机理^[3]研究了缸内喷水的质量、压力和时刻对燃烧效率以及排放的影响^[4]; Ankit Ashokrao Raut 和 J M Mallikarjuna 应用 CONVERGE 研究了缸内喷水的喷射落点布置对燃烧、排放和性能的影响^[5]; Corinna Netzer 等人应用 CONVERGE 研

究了喷水分别对各单因素“层流火焰速度、蒸发吸热、化学效应、热力属性、三体反应和滞燃期”的影响权重^[6]。

综合来讲，汽油机喷水对燃烧过程的影响因素非常复杂，包括改变进气充量、改变工质热力状态、降低层流火焰传播速度、降低缸内温度、改变流场结构、抑制末端混合气自燃等。本文将从工程应用的角度综合考虑，应用 CONVERGE 模拟研究气道和缸内喷水对流动、燃烧、以及爆震的影响，分析影响的原因，给出建议的解决方案。

2. 模型设置及模型验证

本文采用 CFD 耦合化学反应动力学机理来计算燃烧，考虑到计算成本，应用商业软件 CONVERGE 作为计算工具。CONVERGE 具有强大的网格加密和自适应功能，以及 Multi-Zone 等加速算法，可以在保证计算精度的前提下显著地减少计算时间。

2.1 模型设置

喷水汽油机缸内模拟的关键在于燃烧过程。对此，本文采用 G 方程耦合化学反应机理的方法，机理为笔者之前开发的 PRF 机理^[3]，用 PRF95 模拟试验中的 95 号汽油。由于喷水的影响因素众多，为了保证计算的准确性，所以在计算模型的设置上需要格外注意。文献[6]总结了喷水影响的因素及权重顺序：

- ① 层流火焰速度
- ② 蒸发吸热
- ③ 化学效应
- ④ 热力属性
- ⑤ 三体反应
- ⑥ 滞燃期

其中，因素②~⑥的影响可以通过传统的设置在计算中自动体现，而①层流火焰速度则由于水的参与而发生了改变。图 1 给出了采用 PRF95 化学反应机理^[3]的计算结果，工况为汽油机点火时常见的 373K，2.5MPa。从图中可以看出，随着“水油质量比”的增大，层流火焰速度逐渐降低，当量比为 1 时，“水油质量比”从 0 提高到 0.5，层流火焰速度降低约 22%。所以，喷水的燃烧对层流火焰速度影响很大，进而影响湍流火焰传播速度，在模拟计算中，必须考虑成分水对燃烧速度的影响。本文针对描述火焰传播的 G 方程模型，采取了列表法，即事先计算了不同油水质量比的 PRF95 的层流火焰速度，在 CONVERGE 层流火焰速度的模块中选取“Table file”进行设置，从而大大提升了 G 方程模型计算喷水燃烧的准确性。

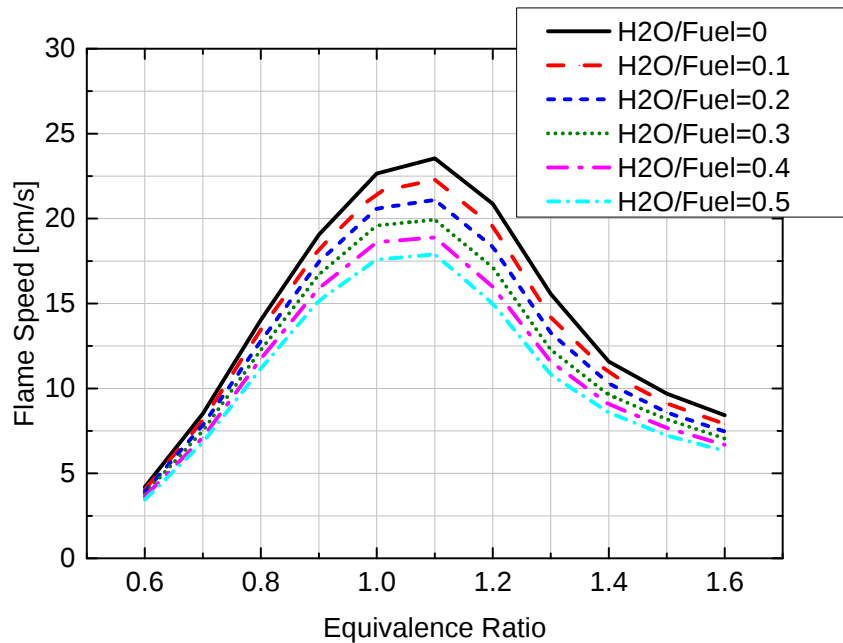


图1 “水油质量比”对层流火焰速度的影响, 373K, 2.5MPa

其它主要设置可以参考文献[7]~[9]: 基础尺寸为4mm, 缸筒区域加密到1mm, 所有网格根据所给的温度和速度梯度限值自适应加密到0.5mm, 火花塞附近加密到0.125mm; 流动模型采用 RNG k- ϵ ^[10], 壁面传热模型采用 Han 和 Reitz^[11], 点火模型参考文献^[12], 破碎模型采用 KH-TR^[13], 液滴碰撞模型采用 NTC^[14], 雾化模型采用 Frossling^[15]; 计算的壁面温度边界条件通过实验和经验给出; 进、排气口的温度与压力边界条件, 以及各个区域的初始条件, 都由 GT-Power 通过拟合实验缸压后计算提供; 设定 720 °CA 为压缩上止点, 计算起始为 270 °CA~841 °CA; 计算采用 112 核并行, 耗时约 2.5 天。

2.2 模型验证

本套模型的设置经过笔者大量的试验验证, 包括缸压、排放、爆震发生的位置和时刻等。具体可以参考文献[3]、[7]~[9], 限于篇幅, 不再赘述。

3. 计算方案及结果分析

3.1 计算方案

本文针对某 3.0L 排量的汽油机进行燃烧模拟计算, 工况为 1500r/min, WOT, 固定点火角为 707.4° CA。模拟计算分别采用气道和缸内喷水, 如图 2 所示, 气道喷水的喷射压力为 4MPa, 喷射时刻 415° CA, 缸内喷水的喷射压力为 250MPa, 喷射时刻 603° CA; 对于气道和缸内喷水, 喷水量分别为“水油质量比”0.25 和 0.5。所有计算方案如表 1 所示。

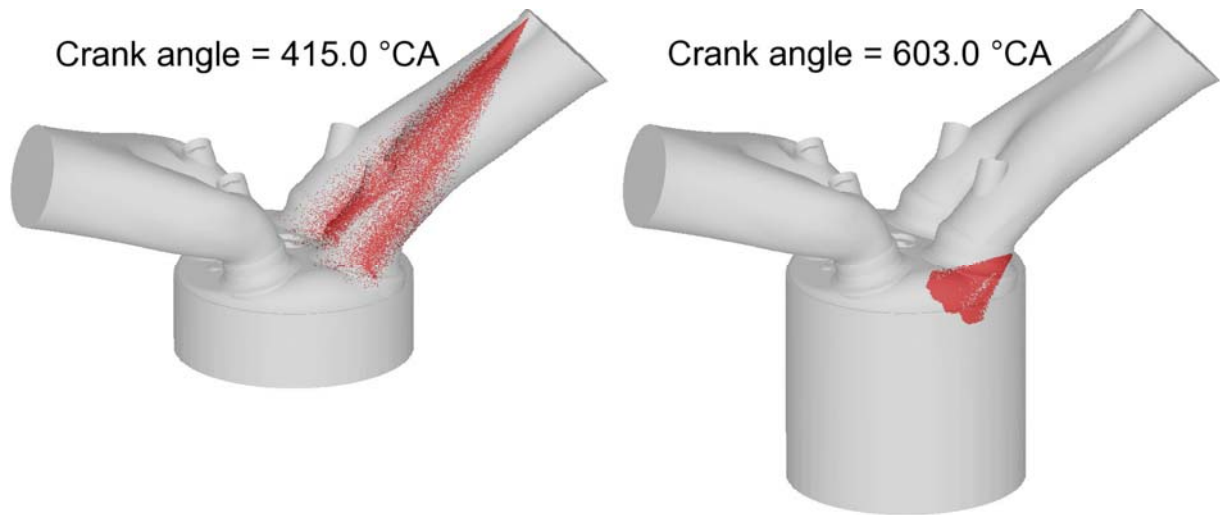


图 2 气道喷水和缸内喷水的示意图

表 1 计算方案

	喷水模式	“水油质量比” (H ₂ O/Fuel)
Case 1	不喷水	0
Case 2	气道喷水 (PI)	0.25
Case 3	气道喷水 (PI)	0.5
Case 4	缸内喷水 (DI)	0.25
Case 5	缸内喷水 (DI)	0.5

3.2 结果分析

3.2.1 缸内宏观标量

图 3 给出了几种计算方案的滚流比的对比。从图 3 中可以看到，对于气道喷水，由于避免生锈而限制在了开阀喷射，所以喷射扰乱了正常的进气过程，使得滚流比随“水油质量比”的变化没有明显的规律，由于破坏了宏观的滚流形态，所以滚流比都低于不喷水的情况；对于缸内喷水，“水油质量比”越大，造成的滚流强度越大，且都高于不喷水的情况。

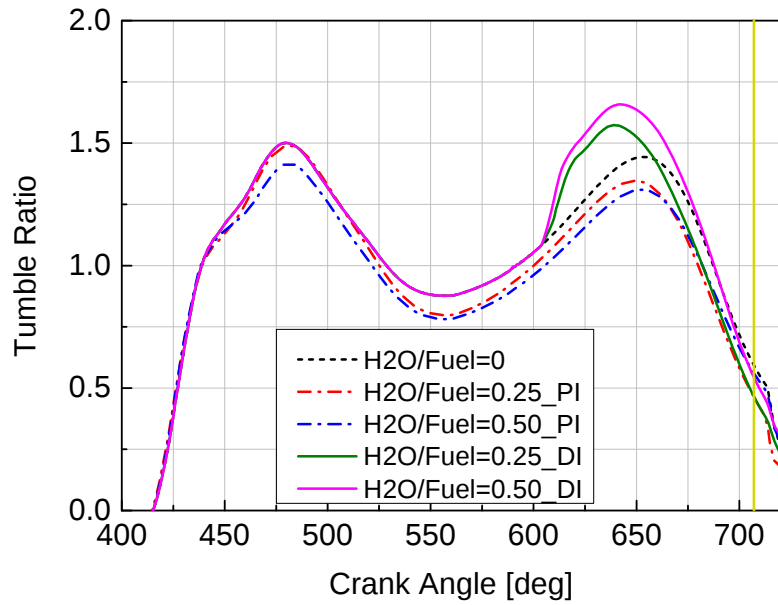


图3 几种方案滚流比的对比

图4给出了几种计算方案的湍动能的对比。从图4中可以看到，对于气道喷水，点火时刻附近的湍动能都低于不喷水的情况；对于缸内喷水，虽然喷水开始后的湍动能大于不喷水的情况，但是由于缸内喷水同时破坏了滚流形态，随着压缩的进行，湍动能下降比较快，在点火时刻附近的湍动能与不喷水的情况相当。

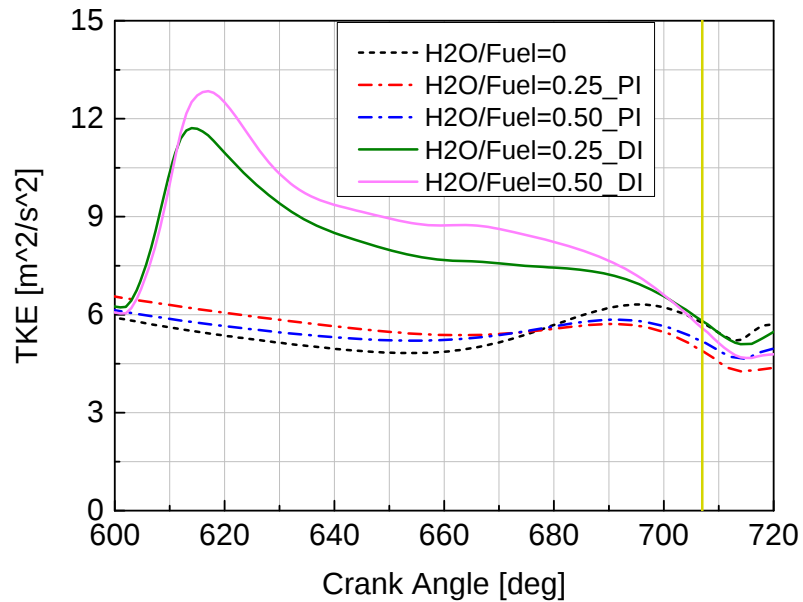


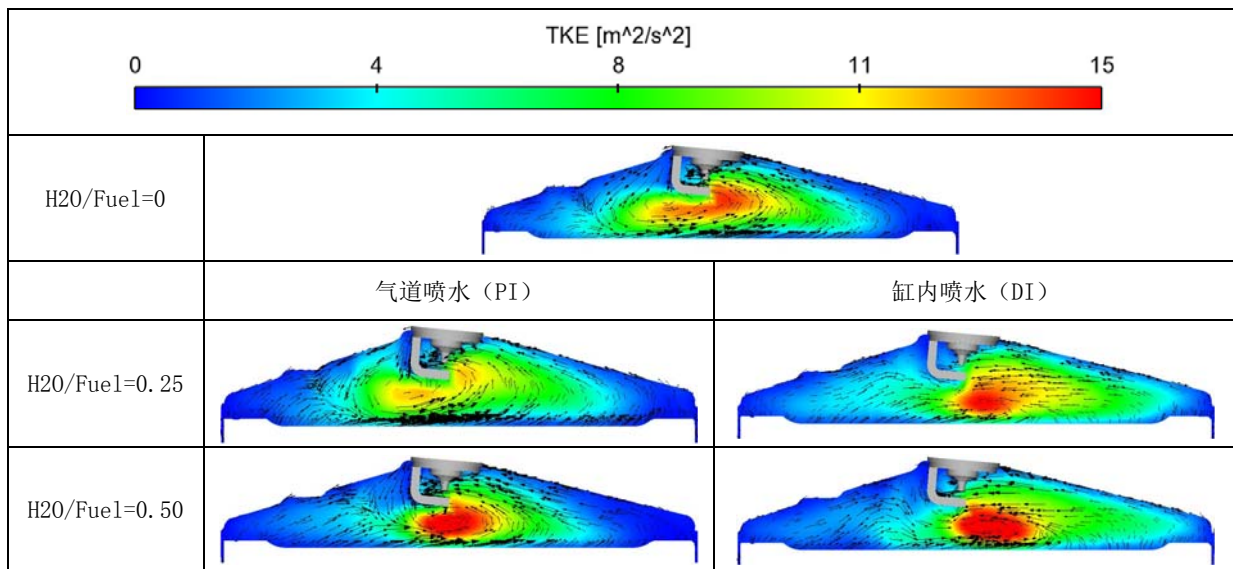
图4 几种方案湍动能的对比

3.2.2 缸内流场形态

表 2 给出了点火前一刻 707° CA 时，几种计算方案的流场形态的对比，湍动能的大小由云图的颜色区别，速度的大小由箭头长短和大小区别。从图 5 中可以看到，气道喷水 $H_2O/Fuel=0.25$ 的中心区域湍动能弱于不喷水的情况，但较高湍动能区域与不喷水的情况相当，而气道喷水 $H_2O/Fuel=0.50$ 的中心湍动能与不喷水的情况相当，但较高湍动能区域小于不喷水的情况；气道喷水的湍动能基本分布在火花塞中心；不同“水油质量比”的气道喷射对流场的速度影响不大。缸内喷水的湍动能大小与不喷水的情况相当，但湍动能的分布偏向于喷水的一侧；不同“水油质量比”的缸内喷射都减弱了缸内的流动速度。

总结一下喷水对流场形态的影响：由于喷水较早，气道喷水对缸内的流动速度和湍动能分布影响规律不明显，但由于对进气滚流形成时期的扰乱，湍动能略有减弱，这不符合高湍动能和低流速的点火要求；由于喷水较晚，缸内喷水“带入”湍动能的同时也扰乱了原有流场形态，所以湍动能大小与不喷水的情况相当且分布偏向喷水的一侧，缸内的流动速度降低，这符合高湍动能和低流速的点火要求。

表 2 缸内流场形态



3.2.3 缸内燃烧过程

图 5 和图 6 分别给出了几种计算方案的缸压和放热率的对比。从图中可以看到，模拟与试验吻合的很好，重现了爆震燃烧时缸压的变化过程：不喷水的情况明显发生了爆震。对于气道喷射，随着“水油质量比”的提高，燃烧速度和最大缸压都降低，爆震时刻推后，爆震强度减弱；对于缸内喷射，随着“水油质量比”的提高，燃烧速度和最大缸压也都降低，爆震时刻推后，虽然从放热率上看，出现了末端混合气的自燃，但是从缸压上看，没有明显的爆震现象；相同“水油质量比”的气道喷射和缸内喷射的燃烧速度和最大缸压相当。

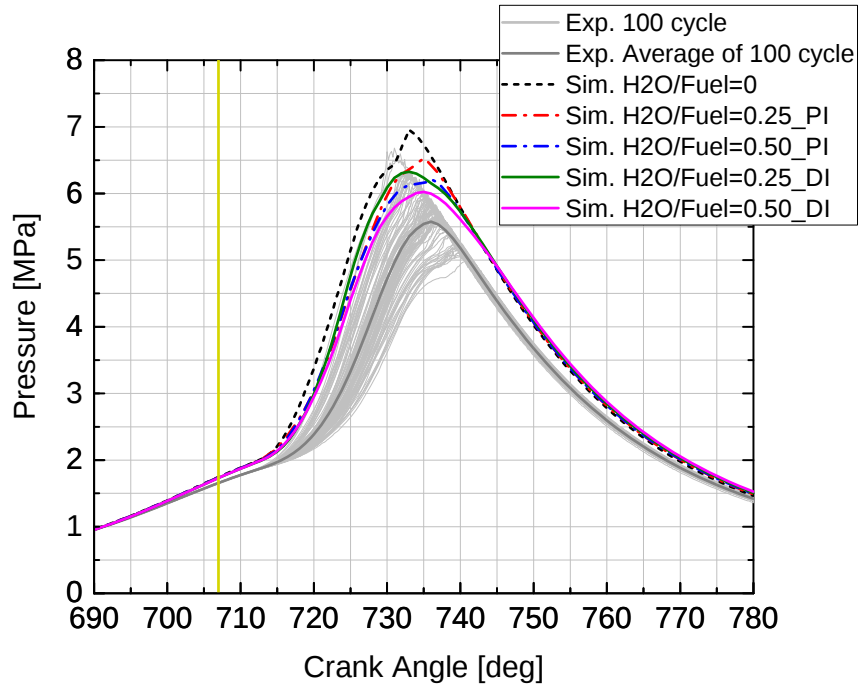


图 5 几种方案缸压的对比

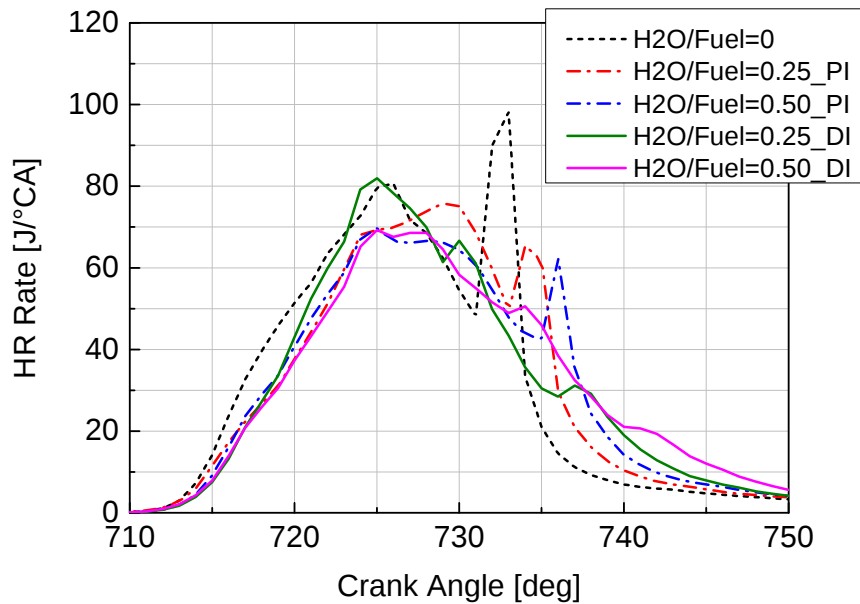


图 6 几种方案放热率的对比

图 7 和图 8 分别给出了几种计算方案在点火前后的温度对比。从图 7 中可以看到，点火时，四种喷水方案的缸内平均温度比不喷水分别降低了约 5K、10K、25K、35K，点火前缸内喷射的降温效果明显高于气道喷射。从图 8 中可以看到，四种喷水方案的最高缸内平均温度比不喷水分别降低了 55K、105 K、160 K、210 K，缸内喷射的降温效果也明显高于气道喷射。

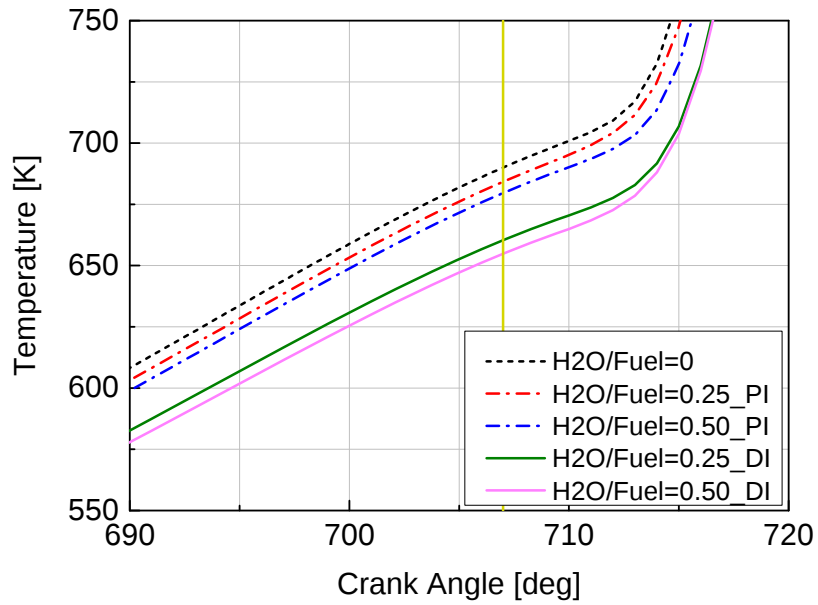


图 7 点火前缸内平均温度的对比

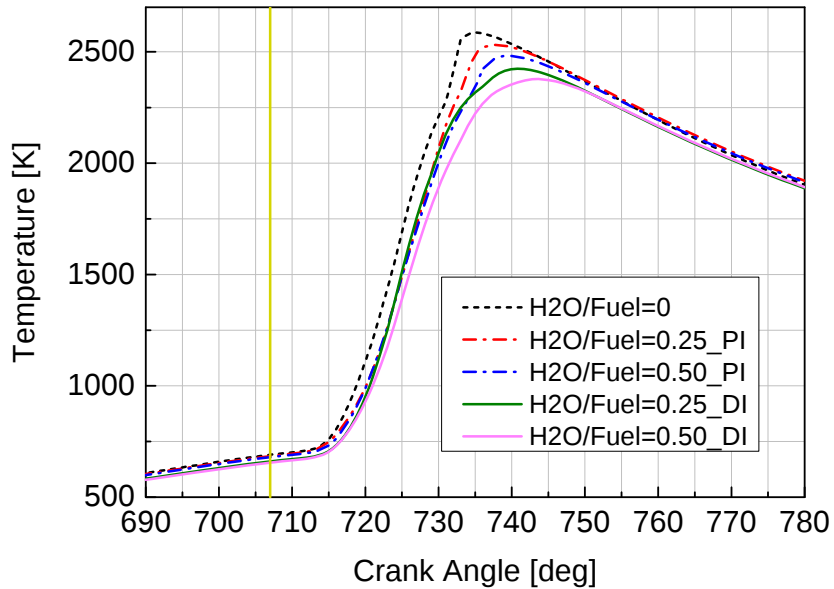


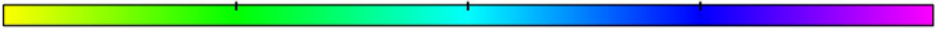
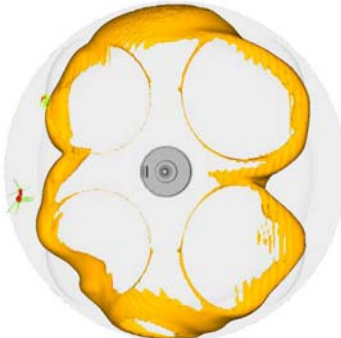
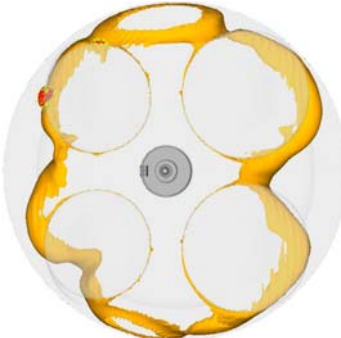
图 8 点火后缸内平均温度的对比

通过计算发现，这几种计算方案基本都发生了两次末端混合气的燃烧，第一次发生在排气侧，如表 3 所示，第二次发生在进气侧，如表 4 所示。下面将详细分析燃烧过程，其中，橙色为正常燃烧的火焰面，红色为末端混合气自燃形成的火焰面。

从表 3 中可以看到，喷水推迟了第一次排气侧末端混合气自燃的时刻，缸内喷水比气道喷水更能推迟自燃时刻，但是都没有消除。而且可以观察到，这时的自燃位置都在排气门边缘附近，这是

因为排气门温度的边界条件设定为 1000K 左右，这种自燃是结构性热点所引发的，也就是说，喷水虽然降低了缸内的平均温度，但是对结构性热点所引发的末端混合气自燃的抑制效果有限。

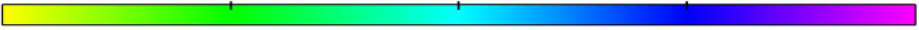
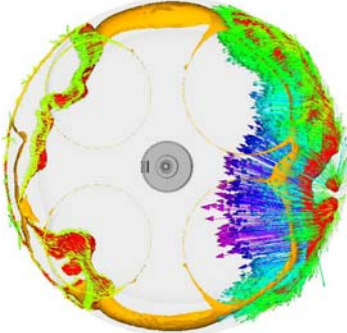
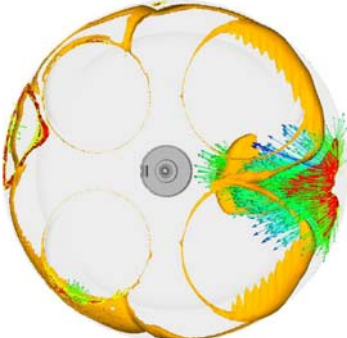
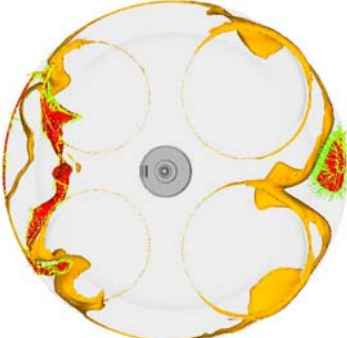
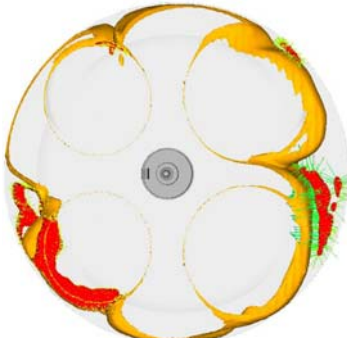
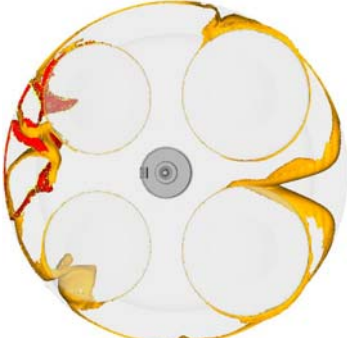
表 3 第一次排气侧的末端混合气自燃

Velocity [m/s] 		
H ₂ O/Fuel=0	 724° CA	
	气道喷水 (PI)	缸内喷水 (DI)
H ₂ O/Fuel=0.25	 727° CA	 729° CA
H ₂ O/Fuel=0.50	 730° CA	 732° CA

从表 4 中可以看到，没有喷水的情况发生了非常强烈的爆震，末端混合气自燃所产生的流速高于 100m/s。喷水推迟了第二次进气侧末端混合气自燃的时刻，缸内喷水比气道喷水更能推迟自燃时刻，而且当缸内喷水的“水油质量比”达到 0.5 时，进气侧基本没有发生末端混合气自燃。上述分析

说明，喷水对于进气侧由于火焰锋面和缸筒挤压而造成的末端混合气自燃具有明显的抑制效果。其本质原因就是喷水降低温度的作用。

表 4 第二次进气侧的末端混合气自燃

Velocity [m/s] 		
H ₂ O/Fuel=0	 732° CA	
	气道喷水 (PI)	缸内喷水 (DI)
H ₂ O/Fuel=0.25	 734° CA	 737° CA
H ₂ O/Fuel=0.50	 735° CA	 740° CA

这里还需要注意的是，第一次排气侧的末端混合气自燃并没有带来缸压的急速上升，说明这种非高温高压条件下的结构性热点所造成的自燃，能量密度较小，引发爆震的能力较弱，反而会加快燃烧速度。

4. 总结

本文应用 CONVERGE 模拟分析了汽油机气道和缸内喷水的燃烧过程, 采用 G 方程耦合化学反应机理的方法计算火焰传播和末端混合气自燃, 并针对不同的“水油质量比”采用化学反应机理列表法准确地描述了水对汽油 (PRF95) 层流火焰速度的影响。得到了以下结论:

- ① 由于避免生锈, 气道喷水限制在了开阀喷射, 由于喷水较早, 气道喷水对缸内的流动速度和湍动能分布影响规律不明显, 但由于对进气滚流形成时期的扰乱, 湍动能略有减弱, 这不符合高湍动能和低流速的点火要求; 由于喷水较晚, 缸内喷水“带入”湍动能的同时也扰乱了原有流场形态, 所以湍动能大小与不喷水的情况相当且分布偏向喷水的一侧, 缸内的流动速度降低, 这符合高湍动能和低流速的点火要求。
- ② 缸内喷水比气道喷水更能降低压缩的平均温度和燃烧的最高温度, 进而更能抑制爆震。
- ③ 对于气道喷射, 随着“水油质量比”的提高, 燃烧速度和最大缸压都降低, 爆震时刻推后, 爆震强度减弱; 对于缸内喷射, 随着“水油质量比”的提高, 燃烧速度和最大缸压也都降低, 爆震时刻推后, 虽然从放热率上看, 出现了末端混合气的自燃, 但是从缸压上看, 没有明显的爆震现象; 相同“水油质量比”的气道喷射和缸内喷射的燃烧速度和最大缸压相当。
- ④ 喷水虽然降低了缸内的平均温度, 但是对结构性热点所引发的末端混合气自燃的抑制效果有限, 需要通过加强冷却等燃烧系统设计的办法解决。
- ⑤ 喷水对于进气侧由于火焰锋面和缸筒挤压而造成的末端混合气自燃具有明显的抑制效果。其本质原因就是喷水降低温度的作用。
- ⑥ 非高温高压条件下的结构性热点所造成的自燃, 能量密度较小, 引发爆震的能力较弱, 反而会加快燃烧速度。

5. 参考文献

- [1] Matthias Thewes, et al., Water Injection – High Power and High Efficiency Combined. 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2016.
- [2] Michele Battistoni, et al., Assessment of Port Water Injection Strategies to Control Knock in a GDI Engine through Multi-Cycle CFD Simulations. SAE 2017-24-0034, SAE Technical Paper.
- [3] Liu YD, et al., Enhancement on a Skeletal Kinetic Model for Primary Reference Fuel Oxidation by Using a Semidecoupling Methodology. Energy & Fuels 26(12):7069-7083, 2012.
- [4] Mozghan Rahimi Boldaji, et al., Effects of Mass, Pressure, and Timing of Injection on the Efficiency and Emissions Characteristics of TSCI Combustion with Direct Water Injection. SAE 2018-01-0178, SAE Technical Paper.
- [5] Ankit Ashokrao Raut and J M Mallikarjuna, Effect of Water Injection and Spatial Distribution on Combustion, Emission and Performance of GDI Engine-A CFD Analysis. SAE 2018-01-1725, SAE Technical Paper.
- [6] Corinna Netzer, et al., Numerical Analysis of the Impact of Water Injection on Combustion and Thermodynamics in a Gasoline Engine using Detailed Chemistry. SAE 2018-01-0200, SAE Technical Paper.
- [7] 刘耀东, 陈海娥, 李红洲, 王振喜, 段加全, 武珊, 基于CONVERGE的汽油机三维爆震数值模拟. 2014年IDAJ中国区CAE/CFD技术年会, 2014.
- [8] 刘耀东, 陈海娥, 李红洲, 段加全, 王振喜, CONVERGE在汽油机燃烧系统设计中的应用. 2015年IDAJ中国区CAE/CFD技术年会, 2015.
- [9] 刘耀东, 陈海娥, 段加全, 王振喜, 钱丁超, 王伟尧, 基于CONVERGE的汽油机爆震多循环模拟.

2016年IDAJ中国区CAE/CFD技术年会, 2016.

[10] Han, Z. and R.D. Reitz, Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models. Combustion Science and Technology, 1995. 106(4-6): 267-295.

[11] Han, Z. and R.D. Reitz, A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling. International journal of heat and mass transfer, 1997. 40(3): 613-625.

[12] Yang, X., A. Solomon, and T.-W. Kuo, Ignition and combustion simulations of spray-guided SIDI engine using Arrhenius combustion with spark-energy deposition model. SAE 2012-01-0147, SAE Technical Paper.

[13] Beale, J.C. and Reitz, R.D., Modeling Spray Atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid Model. Atomization and Sprays 9(6):623-650, 1999.

[14] Schmidt, D.P. and Rutland, C.J., A New Droplet Collision Algorithm. Journal of Computational Physics 164(1):62-80, 2000.

[15] Amsden, A., O'Rourke, P.J., and Butler, T.D., KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays. Los Alamos National Laboratory Report No.LA-11560-MS, 1989.